



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ALTERNATIVY PLOŠINOVÉHO ZVEDÁKU

ALTERNATIVES OF LIFTING PLATFORM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Machala

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Machala**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Alternativy plošinového zvedáku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte konstrukční návrhy plošinového zvedáku s mechanickým pohonem.

Zadané parametry:

Maximální nosnost 3 000 kg.

Délka 2 200 mm.

Šířka 1 900 mm.

Výška ve sklopeném stavu max. 250 mm.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat rešerši plošinových zvedáků s mechanickými pohony.

Provést rozbor dvou vybraných možností konstrukce plošinových zvedáků a mechanickými pohony včetně vhodných výpočtů.

Nakreslit dva sestavné výkresy s porovnáním technických a cenových možností.

Seznam literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem plošinového zvedáku s mechanickým pohonem, nosností 3 000 kg a maximální výškou ve sklopeném stavu 250mm. V práci je proveden výběr vhodné varianty mechanismu zdvihu a rozbor použití vybraných možností mechanických pohonů. V další části jsou vypracovány vhodné výpočty mechanismů s ohledem na zvolené rozměry a zatížení. Závěrem jsou zhodnoceny a porovnány technické možnosti obou variant. Výstupem práce jsou sestavné výkresy plošinových zvedáků pro oba druhy pohonu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Plošinový zvedák, nůžkový mechanismus, lineární akční člen, mechanický pohon, tlačný řetěz

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the construction design of a platform lift with a mechanical drive, load capacity up to 3 000 kg and maximum height in folded state 250mm. In this work a suitable variant of stroke mechanism and analysis of the use of selected options of mechanical drives is selected. In the next part the appropriate calculation of the mechanisms regarding the chosen dimensions and loads is elaborated. In the end the technical possibilities of both variants are evaluated and compared. The output of this work is the assembly drawings of the platform lifts for both types of drive.

KEYWORDS

Platform lift, scissor mechanism, linear actuator, mechanical drive, push chain

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MACHALA, P. *Alternativy plošinového zvedáku*. Brno, 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 43 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Petr Machala

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří zejména doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a pomoc při zpracování této bakalářské práce. Děkuji také zástupci firmy Gala Systems panu Roberto Turriciano za vstřícné jednání a odborné rady.

OBSAH

Úvod	8
1 Plošinový zvedák	9
1.1 Druhy mechanismů zdvihu	9
1.2 Druhy pohonů	12
2 Návrh konstrukčního řešení	16
2.1 Zadané parametry	16
2.2 Statický výpočet pro pohon spirálift	16
2.3 Statický výpočet pro tlačný řetěz	25
2.4 Návrh průřezů	27
2.5 Pevnostní kontrola čepů	28
3 Vertikální pohon Spirálift	32
3.1 výpočet potřebného výkonu dle firmy Gala systems	32
3.2 Volba elektromotoru	33
4 Pohon tlačným řetězem	34
4.1 výpočet potřebného výkonu dle firmy Serapid	34
4.2 Volba elektropřevodovky	35
5 Technické zhodnocení navržených variant	36
Závěr	37
Použité informační zdroje	38
Seznam použitých zkratk a symbolů	40
Seznam příloh	43

ÚVOD

Plošinový zvedák je zařízení používané k vyzvednutí břemene do požadované výšky a polohy. Usnadňuje tak člověku dopravu a manipulaci s materiálem ke zrychlení výroby, zlepšení ergonomie, splnění normy udávající maximální přípustné hmotnosti břemene zvedané člověkem v pracovním procesu nebo manipulaci s břemeny, které by člověk vlastní silou nepřemístil. Z toho důvodu je na trhu velké množství těchto manipulačních zařízení, které se liší především svou nosností, zdvihem, rozměry, konstrukcí a dalšími parametry podle konkrétního použití.

Cílem této práce je výběr dvou vhodných konstrukčních řešení plošinového zvedáku s použitím mechanických pohonů a minimalizací výšky ve sklopeném stavu pro usnadnění manipulace.

1 PLOŠINOVÝ ZVEDÁK

Plošinové zvedáky jsou zařízení, která zdvihají břemeno s plošinou. Tato plošina je během svého pohybu pevně vedena. Umožňují tak materiálům a polotovarům být zvedány a spouštěny do požadovaných výšek pro specifické úkoly či účely. I přes svoji danou funkci se jednotlivé modely liší podle velikosti, nosnosti, zdvihu a pohonu. [1]

Nejdůležitější technické parametry plošinového zvedáku:

- **nosnost:** maximální hmotnost zvedaného břemene, kterým lze plošinový zvedák zatížit.
- **velikost:** fyzické rozměry plošinového zvedáku
- **zdvih:** zvedací schopnost, vzdálenost od sklopeného do plně vysunutého stavu

1.1 DRUHY MECHANISMŮ ZDVIHU

Pro vedení zdvižných plošin je využíváno různých typů mechanismů a jejich alternativ uvedených níže.

1.1.1 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Nůžkový mechanismus je tvořen spodním základním rámem, dvěma páry ramen spojenými čepy, horní zdvižnou plošinou a pohonnou jednotkou. K zajištění vertikálního pohybu plošiny je možné využít více variant pohonu dle požadované výšky zdvihu a nosnosti, díky provázání ramen do jednoho mechanismu. Výhodou tohoto řešení je velký rozsah pracovní výšky díky použití jednoduchého či vícenůžkového mechanismu při současné malé výchozí výšce.



Obr. 1 Nůžkový tandemový zvedák [11]

1.1.2 SLOUPOVÝ ZVEDÁK

Sloupový zvedák je složen z jednoho nebo více ocelových nosných sloupů uložených kolmo k pevné podlaze volně, na podvozku nebo ukotvených v podlaze, po těchto sloupech se vertikálně pohybuje zdvižná plošina. Zdvih je nejčastěji realizován elektrohydraulickým nebo elektromechanickým hnacím mechanismem, převádějící rotační pohyb elektromotoru na přímočarý pohyb zdvižné plošiny. Sloupové zvedáky jsou vyráběny v mnoha konstrukčních variantách dělících se podle počtu nosných sloupů a typu pohonu. Mezi nevýhody této varianty lze řadit skutečnost, že sloupové zvedáky zabírají v pohotovostním režimu nejvíce místa.



Obr. 2 Sloupový plošinový zvedák [12]

1.1.3 PÍSTOVÝ ZVEDÁK

Pístový zvedák je velmi jednoduché konstrukce, sestává se z jednoho nebo více hydromotorů, hydrogenerátoru a elektromotoru. Tyto součásti jsou nejčastěji uloženy v kompaktní ocelové kazetě, zastavěné v podlaze. Hydrogenerátor s elektromotorem se mohou nacházet mimo kazetu, avšak tato varianta je méně častá. Nosná konstrukce je zvedána pístem přímo, bez dalšího vedení. Výhodou je velmi jednoduchá konstrukce, avšak je zde také velká nevýhoda, a to nutnost zastavení pod úroveň podlahy.



Obr. 3 Pístový zvedák [17]

1.1.4 PARALELOGRAM

Mechanismus vychází z jednoduchého čtyř-klobového mechanismu s jedním stupněm volnosti. Horní plošina je propojena s nosnými rameny pomocí rotačních vazeb. Pohon může být vložen mezi nosná ramena a základní rám respektive plošinu, nebo mezi základní rám a plošinu. Tento princip má tu nevýhodu, že zdvih není uskutečňován přímo vzhůru. Plošina se během zdvihu pohybuje i horizontálně což zvětšuje zástavbové rozměry.



Obr. 4 Tříramenný paralelogram [13]

1.1.5 Y MECHANISMUS

Toto řešení je kombinací nůžkového mechanismu a paralelogramu. Stejně jako u předchozího typu je mechanismus tvořen nosnými rameny, plošinou a základním rámem, avšak nosná ramena nejsou spojena s plošinou přímo pomocí čepů, nýbrž pomocí vloženého ramene. Toto vložené rameno je s plošinou spojeno pomocí čepu. Vazba mezi plošinou a nosnými rameny je tedy pouze posuvná. Pohon umístěn mezi nosné rameno a vložené rameno. Síla

způsobí změnu úhlu mezi nosným ramenem a vloženým ramenem, a tím vertikální pohyb plošiny.

1.2 DRUHY POHONŮ

Pohon je obvykle využíván pouze během zvedání plošiny. Spouštění je zajištěno odvzdušňovacím ventilem nebo je využito pouze zlomku energie nutné pro zdvih.

1.2.1 MANUÁLNÍ

Zvedání je zajištěno pumpou, klikou nebo pohybovým šroubem. Energie je dodávána člověkem. Tento druh pohonu najde využití především u lehkých plošin s malou nosností, nebo jako záložní zdroj pro velké zvedací zařízení.



Obr. 5 Plošinový zvedák poháněný klikou a čtyřmi samosvornými pohybovými šrouby [14]

1.2.2 PNEUMATICKÝ

Zvedání je poháněno pneumatickým přímočarým motorem nebo měchem. Pneumatické měchy mohou být použity jak paralelně pro větší zvedací sílu, tak řazené do série (několikanásobné měchy) pro zvětšení zdvihu. Pneumatické měchy se vyznačují svou jednoduchostí a čistotou provozu. energii dodává stlačený vzduch, který musí být suchý a čistý.



Obr. 6 Pohon pneumatickými měchy [10]

1.2.3 HYDRAULICKÝ

Použití přímočarého hydromotoru je ověřený a jednoduchý pohon, velmi častý u nůžkových zvedacích mechanismů. Výhodou je vysoká síla s malými zástavbovými rozměry přímo v konstrukci zvedáku. U větších zatížení je používáno několik hydromotorů, které pracují paralelně. Zdvih je zajištěn tlakem hydraulické kapaliny dodávané hydrogenerátorem.

1.2.4 ELEKTRICKO-MECHANICKÝ AKTUÁTOR

Elektricko-mechanickým aktuátorem je označována kompaktní jednotka, která převádí rotační pohyb elektromotoru na přímočarý pohyb šroubu. Převážně se skládá z elektromotoru, převodovky (šnekové, čelní nebo planetové) a pohybového šroubu.

1.2.5 POHON OZUBENÝMI KOLY

Zdvih zajišťuje pohyb ozubeného hřebene a daného pastorku. Ozubený hřeben se pohybuje po dané dráze díky rotaci pastorku.

1.2.6 POHYBOVÝ ŠROUB

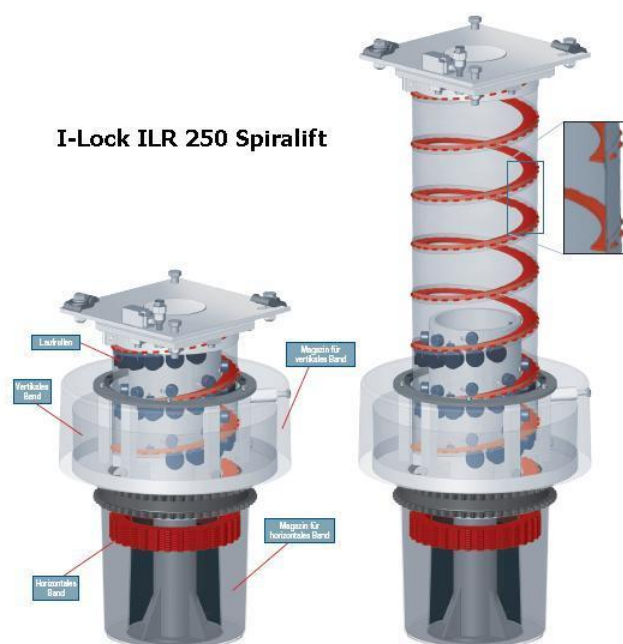
Pohybový šroub zajišťuje dostatečnou tuhost přímočarého mechanického pohonu. Výhodou je samosvornost celého pohybového mechanismu (při vypnutí napájení motoru), která zvyšuje bezpečnost provozu, avšak nevýhodou při vyšších zdvizech může být velká zástavbová délka nebo nutnost použití složitějších kinematik.



Obr. 7 Pohon pomocí pohybového šroubu [9]

1.2.7 SPIRALIFT

Velmi zajímavým druhem lineárního pohonu je zařízení Spiralift. Sestává se z vertikálně a horizontálně uložených pásů pružné oceli. Principem je skládání těchto dvou pružných plechů do sebe po šroubovici, kde při vzájemném zapadnutí zámeků dochází ke zpevnění konstrukce. Horizontální ozubený pás je vytlačěn sérií válečků do šroubovice. Vertikální perforovaný pás, uložený v rotujícím zásobníku, je následně nasouván na ozubení horizontálního pásu. Zdvih, respektive klesání je zajištěno rotací zásobníku vůči neotáčející se šroubovici. Velkou výhodou tohoto provedení je velká úspora prostoru, protože nosná struktura se rozloží tak, že složený pohon připomíná navinutý kinofilm, do kterého je vložena pružina.



Obr. 8 Aktuátor Spiralift I-Lock [15]

1.2.8 TLAČNÝ ŘETĚZ

Pro převod z rotačního pohybu na lineární pomocí tlačného řetězu lze dosáhnout velmi snadné konstrukce a zároveň úsporu místa. Po průchodu řetězu převodovkou se vytvoří pevný sloup složený z bloků s tvarovým spojením. Zatížením se jednotlivé bloky zamykají a tvoří stabilní zvedací sloup. Neaktivní část řetězu je možné ohýbat a skladovat v kompaktním zásobníku uloženém horizontálně. Příkladem takového zvedacího systému může být řetěz firmy Serapid.



Obr. 9 Plošinový zvedák s tlačným řetězem Serapid [16]

1.2.9 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Přenos síly z elektromotoru na zdvižnou plošinu je možné realizovat také řemenovým převodem. Mezi výhody tohoto řešení patří jednoduchost, tichost a celková malá zástavbová velikost.



Obr. 10 Pohon pomocí plochých lan [9]

2 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

2.1 ZADANÉ PARAMETRY

Hlavním cílem této práce je konstrukční návrh plošinového zvedáku dle níže specifikovaných parametrů k všeobecným účelům. Plošina však nebude sloužit k dopravě osob ani zvedání břemen k servisním účelům, kde obsluha operuje pod zvedaným břemenem. Z výše uvedených typů konstrukcí je pro toto zadání volen jednonůžkový mechanismus, pro svou spolehlivost, variabilnost a vhodnost pro dané zadání. Jednonůžkový mechanismus je osazen dvěma typy mechanických pohonů pro zdvih břemene. První variantou pohonu nůžkového mechanismu je volen mechanický aktuátor Spiralift od firmy Gala Systems. Druhou variantou je použití tlačného řetězu od firmy Serapid. Pro univerzálnost plošinového zvedáku je volena jednoduše plná ložná plocha, bez tvarových úprav. Jedná se o stabilní umístění plošinového zvedáku, který bude připevněn kotevními šrouby.

Nosnost:	3 000 kg
Délka:	2 200 mm
Šířka:	1 900 mm
Výška ve sklopeném stavu max.:	250 mm

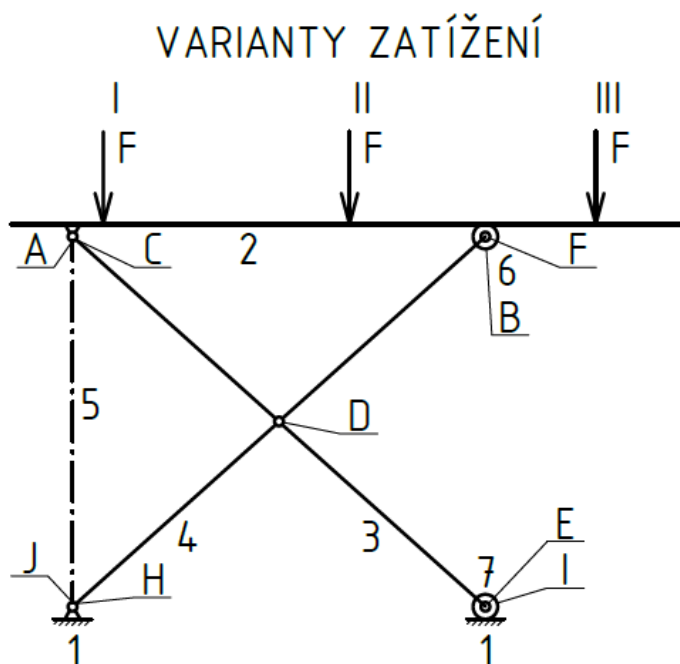
RYCHLOST ZDVIHU

Dle normy ČSN EN 1570-1+A1 rychlost zvedání nesmí být vyšší než 0,15 m/s. [2]

2.2 STATICKÝ VÝPOČET PRO POHON SPIRALIFT

2.2.1 ROZBOR ÚLOHY

Soustava těles, tvořící zdvihový mechanismus je pro výpočet stykových sil uložena nepohyblivě (staticky určitě). Člen 5, viz Obr. 11, představuje přímočarý akční člen Spiralift. Zdvih respektive spouštění plošiny je zajištěno změnou jeho délky. Jedná se o prostorový mechanismus, ale jeho členy jsou uspořádány v rovnoběžných rovinách, proto může být soustava uvažována jako rovinná. Zatížení od zvedaného břemene může být různě umístěno na poměrně dlouhé zdvižné plošině. Z toho důvodu je pro následný výpočet zvoleno několik variant možného umístění maximálního zatížení. U varianty I se zatížení nachází v první třetině zdvižné plošiny zvedáku. Varianta II má zatížení umístěno v polovině plošiny a varianta III v třetí třetině, nad volným koncem zdvižné plošiny.



Obr. 11 Statické schéma

KLASIFIKACE ČLENŮ

- Člen 1 – Základní rám
- Člen 2 – Zdvižná plošina (ternární zatížený člen)
- Člen 3 – Rameno mechanismu (ternární nezatížený člen)
- Člen 4 – Rameno mechanismu (ternární nezatížený člen)
- Člen 5 – Přímočarý akční člen (binární nezatížený člen)
- Člen 6 – Kladka (binární nezatížený člen)
- Člen 7 – Kladka (binární nezatížený člen)

KLASIFIKACE VAZEB

- A, C, D, E, F, H, J – Rotační vazby (odebírají dva stupně volnosti)
- B, I – Valivé vazby (odebírají dva stupně volnosti)

POČET STUPŇŮ VOLNOSTI

Dle [3]

$$i = (n - 1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) \quad (1)$$

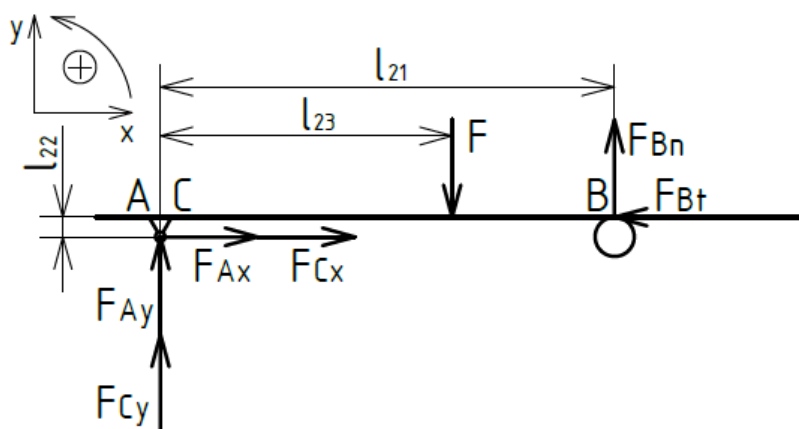
$$i = (7 - 1) \cdot 3 - (18 - 0)$$

$$i = 0$$

- kde:
- i – počet stupňů volnosti soustavy
 - n – počet členů soustavy
 - i_v – počet stupňů volnosti tělesa v rovině
 - ξ – počet stupňů volnosti odebraných vazbou
 - η – počet předpokládaných deformačních parametrů

2.2.2 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES SOUSTAVY

ČLEN 2 – ZDVIŽNÁ PLOŠINA



Obr. 12 Uvolnění členu 2

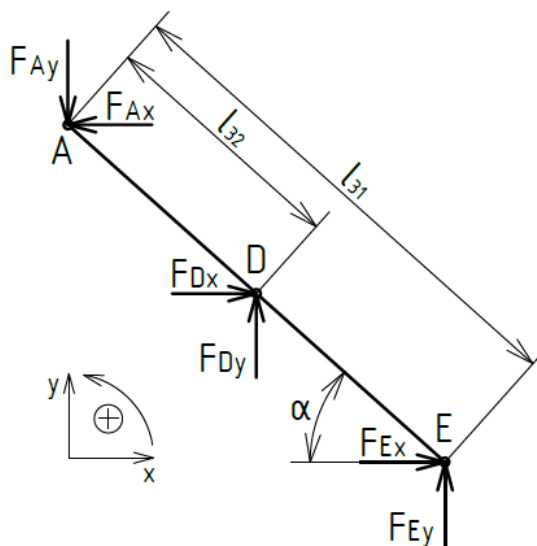
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} - F_{Bt} + F_{Cx} = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{Bn} + F_{Cy} = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad F_{Bt} \cdot l_{22} + F_{Bn} \cdot l_{21} - F_{Cx} \cdot l_{22} - F \cdot l_{23} = 0 \quad (4)$$

ČLEN 3 – RAMENO MECHANISMU



Obr. 13 Uvolnění členu 3

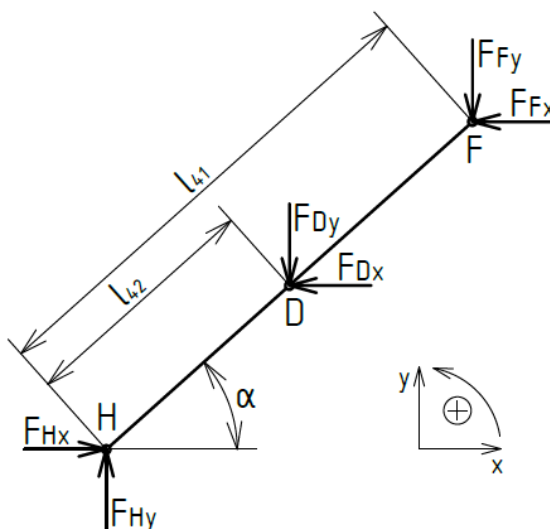
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Ax} + F_{Dx} + F_{Ex} = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ay} + F_{Dy} + F_{Ey} = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad F_{Dx} \cdot l_{32} \cdot \sin \alpha + F_{Dy} \cdot l_{32} \cdot \cos \alpha + F_{Ex} \cdot l_{31} \cdot \sin \alpha + F_{Ey} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (7)$$

ČLEN 4 – RAMENO MECHANISMU



Obr. 14 Uvolnění členu 4

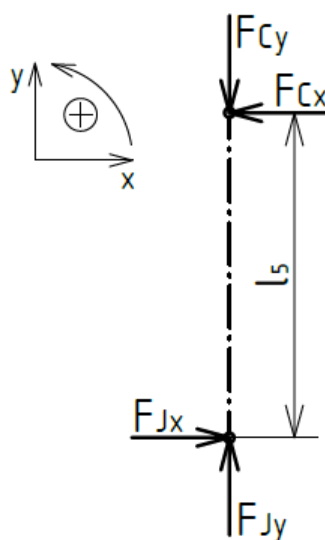
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Dx} - F_{Fx} + F_{Hx} = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Dy} - F_{Fy} + F_{Hy} = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad F_{Dx} \cdot l_{42} \cdot \sin \alpha - F_{Dy} \cdot l_{42} \cdot \cos \alpha + F_{Fx} \cdot l_{41} \cdot \sin \alpha - F_{Fy} \cdot l_{41} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (10)$$

ČLEN 5 – PŘÍMOČARÝ AKČNÍ ČLEN



Obr. 15 Uvolnění členu 5

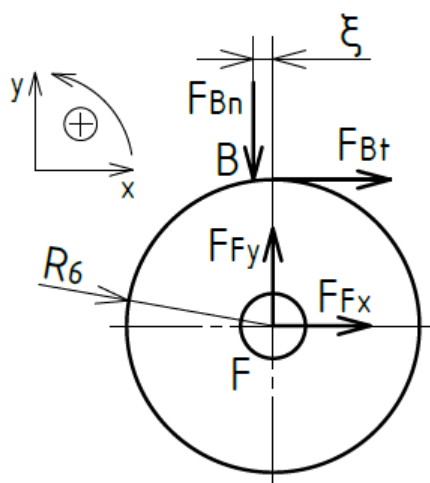
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Cx} + F_{Jx} = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Cy} + F_{Jy} = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad F_{Jx} \cdot l_5 = 0 \quad (13)$$

ČLEN 6 – Kladka



Obr. 16 Uvolnění členu 6

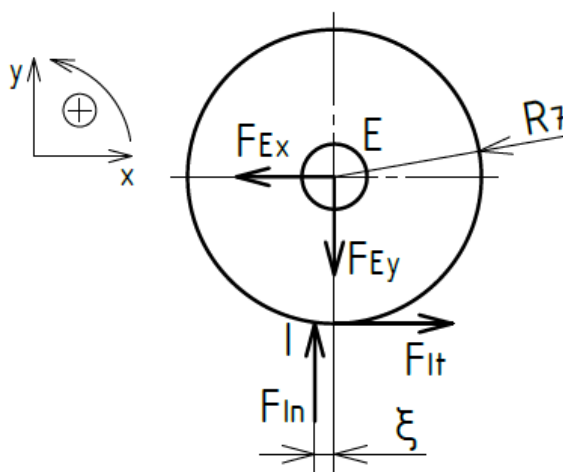
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Bt} + F_{Fx} = 0 \quad (14)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Bn} + F_{Fy} = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_{zF} = 0 \quad -F_{Bt} \cdot R_6 + F_{Bn} \cdot \xi = 0 \quad (16)$$

ČLEN 7 – Kladka



Obr. 17 Uvolnění členu 7

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Ex} + F_{It} = 0 \quad (17)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ey} + F_{In} = 0 \quad (18)$$

$$\sum M_{zJ} = 0 \quad F_{It} \cdot R_7 - F_{In} \cdot \xi = 0 \quad (19)$$

2.2.3 STATICKÝ ROZBOR

NEZNÁMÉ PARAMETRY

$$NP = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bt}, F_{Bn}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Hx}, F_{Hy}, F_{It}, F_{In}, F_{Jx}, F_{Jy}\}$$

$$\mu_F = 18$$

$$\mu_M = 0$$

$$\mu = \mu_F + \mu_M = 18 + 0 = 18$$

POUŽITELNÉ PODMÍNKY STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$v_F = 12$$

$$v_M = 6$$

$$v = v_F + v_M = 12 + 6 = 18$$

PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu = v$$

$$\mu_M + \mu_R \leq v_M$$

$$18 = 18$$

$$0 \leq 6$$

Nutné podmínky statické určitosti jsou splněny, úloha je staticky určitá.

2.2.4 ŘEŠENÍ SOUSTAVY LINEÁRNÍCH ROVNIC

Rovnice statické rovnováhy jsou řešeny maticovou metodou pomocí programu Mathcad. Dle [3]

$$A \cdot x = b \tag{20}$$

kde: A – matice soustavy lineárních rovnic

x – vektor neznámých

b – vektor pravých stran

$$x^T = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bt}, F_{Bn}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Hx}, F_{Hy}, F_{It}, F_{In}, F_{Jx}, F_{Jy}\}$$

$$b^T = \{0, F, F \cdot l_{23}, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0\}$$

$$A := \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_{22} & l_{21} & -l_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_{32} \cdot \sin(\alpha) & l_{32} \cdot \cos(\alpha) & l_{31} \cdot \sin(\alpha) & l_{31} \cdot \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_{42} \cdot \sin(\alpha) & -l_{42} \cdot \cos(\alpha) & 0 & 0 & l_{41} \cdot \sin(\alpha) & -l_{41} \cdot \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_5 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -R_6 & \xi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_7 & -\xi & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Řešená úloha je rovinná. Za předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení do obou nůžkových mechanismů plošinového zvedáku dělím celkové zatížení dvakrát. Z výsledků matic zjistíme síly působící na jeden nůžkový mechanismus.

Z důvodů bezpečnosti a zatížení mechanismu také od vlastní tíhy zvedaných součástí zvedáku, zejména zdvižné plošiny, je zatížení navýšeno o 400 kg

CELKOVÉ ZATÍŽENÍ OD BŘEMENE

$$m_b = 3000 \text{ kg}$$

$$m_p = 400 \text{ kg}$$

$$F_C = (m_b + m_p) \cdot g \quad (21)$$

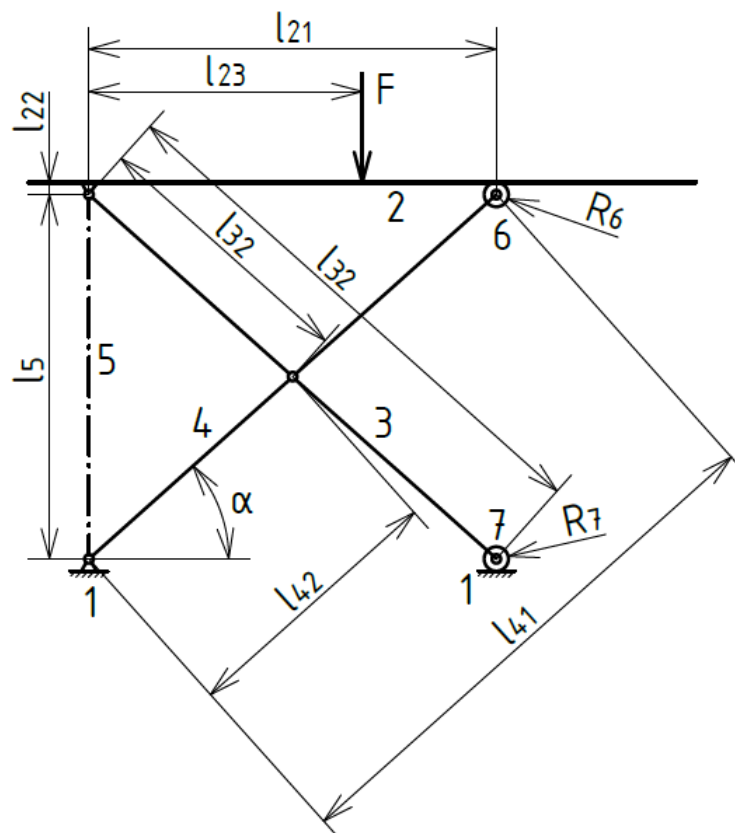
$$F_C = (3000 + 400) \cdot 9,81$$

$$F_C = 33\,354 \text{ N}$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDEN NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

$$F = \frac{F_C}{2} = \frac{33\,354}{2} = 16\,677 \text{ N} \quad (22)$$

ROZMĚRY MECHANISMU



Obr. 18 Rozměry mechanismu

$$l_{21} = 1054 \div 1389 \text{ mm}$$

$$l_{42} = 700 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 35 \text{ mm}$$

$$l_5 = 180 \div 930 \text{ mm}$$

$$l_{23} = 50 \text{ mm}, 727 \text{ mm}, 1460 \text{ mm (variante I, II, III)}$$

$$R_6 = 35 \text{ mm}$$

$$l_{31} = 1400 \text{ mm}$$

$$R_7 = 35 \text{ mm}$$

$$l_{32} = 700 \text{ m}$$

$$\alpha = 7,06 \div 41,19^\circ$$

$$l_{41} = 1400 \text{ mm}$$

Velikosti délek l_{21} a l_5 a úhlu α se mění v závislosti na výšce zdvihu. Ostatní veličiny jsou konstantní. Délka l_{23} se mění dle posuzované varianty uložení břemene na zdvižnou plošinu, jak je znázorněno variantami I, II, III viz Obr. 11.

ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

$$x = A^{-1} \cdot b \quad (23)$$

Výsledky maticového řešení soustavy rovnic pro jednotlivé varianty v horní i dolní poloze zvedací plošiny jsou zapsány do Tab. 1 a tučně jsou vyznačeny maximální hodnoty.

Tab. 1 Výsledky řešení soustavy rovnic

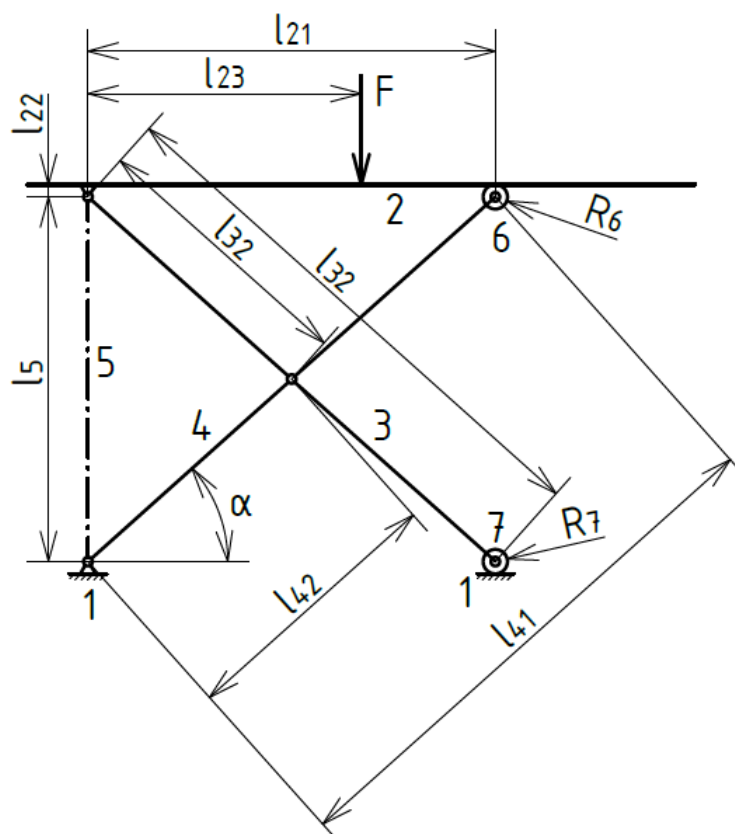
	Varianta I		Varianta II		Varianta III	
Síla [N]	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha
F_{Ax}	11	9	164	125	330	250
F_{Ay}	-1022	-632	-12005	-8784	-23896	-17610
F_{Bt}	11	9	164	125	330	250
F_{Bn}	791	600	11503	8723	23100	17518
F_{Cx}	0	0	0	0	0	0
F_{Cy}	16908	16709	17179	16737	17473	16769
F_{Dx}	-242	-239	-245	-239	-250	-240
F_{Dy}	-1813	-1232	-23507	-17507	-46996	35128
F_{Ex}	253	247	410	364	580	490
F_{Ey}	791	600	11503	8723	23100	17518
F_{Fx}	-11	-9	-164	-125	-330	-250
F_{Fy}	791	600	11503	8723	23100	17518
F_{Hx}	-235	-247	-410	-364	-580	-490
F_{Hy}	-1022	-632	-12005	-8784	-23896	-17610
F_{It}	253	247	410	364	580	490
F_{In}	17699	17309	28682	25461	40573	34287
F_{Jx}	0	0	0	0	0	0
F_{Jy}	16908	16709	17179	16737	17473	16769

Z výsledků maticového řešení je patrné, že velikosti sil vycházejí největší pro variantu III v horní poloze plošiny.

2.3 STATICKÝ VÝPOČET PRO TLAČNÝ ŘETĚZ

Tento výpočet je v podstatě analogický k výpočtu z předcházející kapitoly 2.2. s tím rozdílem, že lineární akční člen 5 představuje tlačný řetěz. V této kapitole jsou uvedeny pouze odlišnosti od předcházejícího výpočtu.

ROZMĚRY MECHANISMU



Obr. 19 Rozměry mechanismu

$$l_{21} = 1054 \div 1382 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 35 \text{ mm}$$

$$l_{23} = 50 \text{ mm}, 727 \text{ mm}, 1460 \text{ mm (varianta I, II, III)}$$

$$l_{31} = 1400 \text{ mm}$$

$$l_{32} = 700 \text{ mm}$$

$$l_{41} = 1400 \text{ mm}$$

$$l_{42} = 700 \text{ mm}$$

$$l_5 = 230 \div 950 \text{ mm}$$

$$R_6 = 35 \text{ mm}$$

$$R_7 = 35 \text{ mm}$$

$$\alpha = 9,16 \div 41,19^\circ$$

Velikosti délek l_{21} a l_5 a úhlu α se mění v závislosti na výšce zdvihu. Ostatní veličiny jsou konstantní. Délka l_{23} se mění dle posuzované varianty uložení břemene na zdvižnou plošinu, jak je znázorněno variantami I, II, III viz Obr. 11.

ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

$$x = A^{-1} \cdot b \quad (24)$$

Výsledky maticového řešení soustavy rovnic pro jednotlivé varianty v horní i dolní poloze zvedací plošiny jsou zapsány do Tab. 1 a tučně jsou vyznačeny maximální hodnoty.

Tab. 2 Výsledky řešení soustav rovnic

	Varianta I		Varianta II		Varianta III	
Síla [N]	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha
F_{Ax}	11	9	164	125	330	252
F_{Ay}	-1022	-644	-12005	-8846	-23896	-17727
F_{Bt}	11	9	164	125	330	252
F_{Bn}	791	603	11503	8768	23100	16608
F_{Cx}	0	0	0	0	0	0
F_{Cy}	16908	16718	17179	16756	17473	16796
F_{Dx}	-242	-239	-245	-239	-250	-240
F_{Dy}	-1813	-1247	-23507	-17614	-46996	35335
F_{Ex}	253	247	410	365	580	491
F_{Ey}	791	603	11503	8768	23100	17608
F_{Fx}	-11	-9	-164	-125	-330	-252
F_{Fy}	791	603	11503	8768	23100	17608
F_{Hx}	-235	-247	-410	-365	-580	-491
F_{Hy}	-1022	-644	-12005	-8846	-23896	-17727
F_{It}	253	247	410	365	580	491
F_{In}	17699	17321	28682	25523	40573	33404
F_{Jx}	0	0	0	0	0	0
F_{Jy}	16908	16718	17179	16756	17473	16796

Z výsledků maticového řešení je patrné, že velikosti sil vycházejí největší pro variantu III v horní poloze plošiny.

2.4 NÁVRH PRŮŘEZŮ

Z předchozích statických výpočtů jsou určeny maximální hodnoty zatížení na jednotlivých členech v závislosti na výšce zdvihu a následně dimenzovány.

MATERIÁL NOSNÍKŮ

Materiál pro všechny nosné profily mechanismu je volen materiál S355J0 (obdoba 11 523).

Dle [4]

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$R_m = 520 \text{ MPa}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

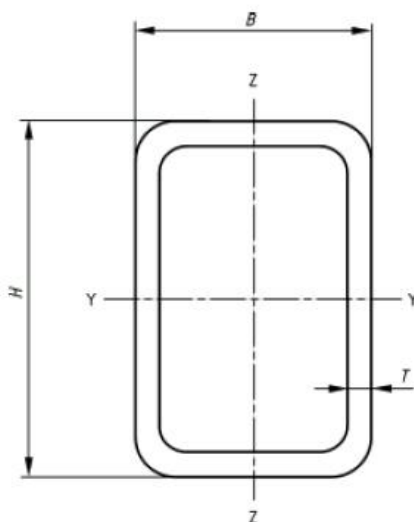
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{1,4} = 253,57 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\tau_{dov} = 0,8 \cdot \sigma_{dov} = 284 \text{ MPa} \quad (26)$$

kde: k je součinitel bezpečnosti dle [2]

NÁVRH PROFILU NOSNÍKŮ MECHANISMU

Pro ramena nůžkového mechanismu a nosníky horního rámu volím tenkostěnné profily uzavřené obdélníkové.



Obr. 20 Zvolený profil [5]

ČLEN 2

Pro člen 2 volím tenkostěnný profil TR OBD 100 x 60 x 5 dle ČSN EN 10219-2.

Tab. 3 Charakteristiky profilu členu 2 [5]

H [mm]	B [mm]	T [mm]	S [mm ²]	I _y [mm ⁴]	I _z [mm ⁴]	W _{oy} [mm ³]
100	60	5	1 440	1 807 700	808 300	361 500

ČLEN 3

Pro člen 3 volím tenkostěnný profil TR OBD 120 x 60 x 5 dle ČSN EN 10219-2.

Tab. 4 Charakteristiky profilu členu 3 [5]

H [mm]	B [mm]	T [mm]	S [mm ²]	I _y [mm ⁴]	I _z [mm ⁴]	W _{oy} [mm ³]
120	60	5	1 636	2 869 700	959 900	478 300

2.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ

Pro všechny čepy je volen materiál: C10E (obdobá 12 010)

Dle [6]

$$R_e = 325 \text{ MPa}$$

$$R_m = 600 \text{ MPa}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{325}{1,4} = 232,14 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$\tau_{dov} = 0,8 \cdot \sigma_{dov} = 185,71 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$p_{dov} = 0,66 \cdot R_e = 214,5 \text{ MPa} \quad (29)$$

kde: k je součinitel bezpečnosti dle [2]

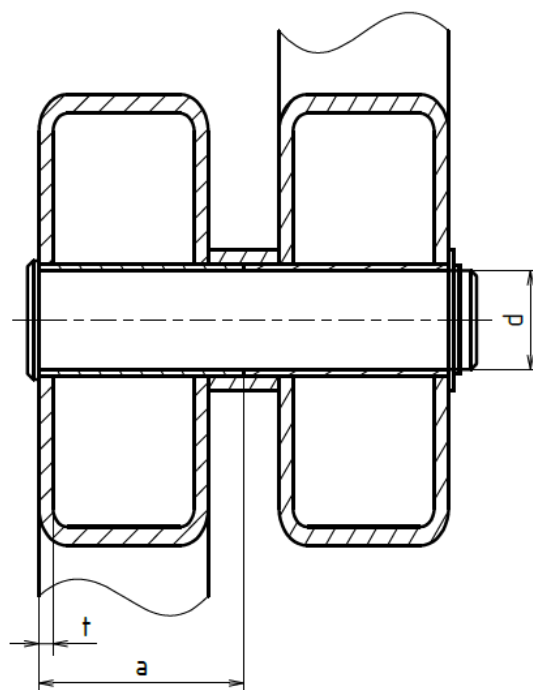
2.5.1 STŘEDOVÝ ČEP (VE VAZBĚ D)

Uložení čepu dle Obr. 21

$$d_D = 40 \text{ mm}$$

$$a_D = 72,5 \text{ mm}$$

$$t_3 = 5 \text{ mm}$$



Obr. 21 Výpočtové rozměry uložení čepu D

SÍLA NA ČEP

Čep je nejvíce namáhán v horní poloze při variantě III pro oba pohony stejně viz Tab. 1, Tab. 2

$$F_{Dmax} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{250^2 + 46996^2} = 46996,66 \text{ N} \quad (30)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{oD} = \frac{1}{8} \cdot F_{Dmax} \cdot 2 \cdot a_D = \frac{1}{8} \cdot 46996,66 \cdot 2 \cdot 72,5 = 851814,46 \text{ Nmm} \quad (31)$$

KONTROLA NA OHYB

$$\sigma_{oD} = \frac{M_{oD}}{W_o} = \frac{M_{oD}}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{851814,46}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 135,57 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (32)$$

PLOCHA ČEPU

$$S_D = \frac{\pi \cdot d_D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1256,63 \text{ mm}^2 \quad (33)$$

KONTROLA NA SMYK

$$\tau_D = \frac{F_{Dmax}}{S_D} = \frac{46996,66}{1256,63} = 37,40 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (34)$$

KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_D = \frac{F_{Dmax}}{2 \cdot t_3 \cdot d_D} = \frac{46996,66}{2 \cdot 5 \cdot 40} = 134,28 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (35)$$

2.5.2 ČEPY VE VAZBÁCH A, E, F, H

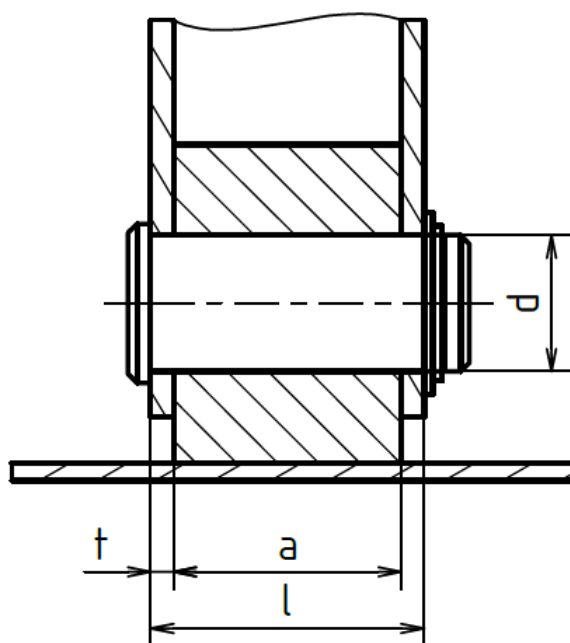
Uložení čepu dle Obr. 22

$d = 30 \text{ mm}$

$a = 50 \text{ mm}$

$t_4 = 5 \text{ mm}$

$l = 60 \text{ mm}$



Obr. 22 Výpočtové rozměry uložení čepu

SÍLA NA ČEPY

Čepy jsou nejvíce namáhány v horní poloze při variantě III, pro oba pohony stejně viz Tab. 1, Tab. 2

$$F_{Amax} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{330^2 + 23896^2} = 23898,29 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{Emax} = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{580^2 + 23100^2} = 23107,28 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{Fmax} = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} = \sqrt{330^2 + 23100^2} = 23102,36 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{Hmax} = \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hy}^2} = \sqrt{580^2 + 23896^2} = 23903,04 \text{ N} \quad (39)$$

Z důvodu analogie výpočtu a podobnosti velikostí sil je pro další výpočty zvolena vazba H, kde na čep působí největší síla.

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{oH} = \frac{1}{8} \cdot F_{Hmax} \cdot l = \frac{1}{8} \cdot 23903,04 \cdot 60 = 179272,80 \text{ Nmm} \quad (40)$$

KONTROLA NA OHYB

$$\sigma_{oH} = \frac{M_{oH}}{W_o} = \frac{M_{oH}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{179272,80}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 67,63 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (41)$$

PLOCHA ČEPU

$$S_H = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,86 \text{ mm}^2 \quad (42)$$

KONTROLA NA SMYK

$$\tau_H = \frac{F_{Hmax}}{S_H} = \frac{23903,04}{706,86} = 33,82 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (43)$$

KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_H = \frac{F_{Hmax}}{2 \cdot t_3 \cdot d_D} = \frac{23903,04}{2 \cdot 5 \cdot 30} = 79,68 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (44)$$

3 VERTIKÁLNÍ POHON SPIRALIFT

Ze statického výpočtu je stanovena síla potřebná pro zdvih břemene. Síla působící na lineární akční člen Spiralift je největší u varianty III v horní poloze (bod C) viz Tab. 1. Dle katalogu firmy Gala Systems, zaslaným v emailové komunikaci se zástupcem firmy, odpovídá požadavkům nosnosti použití dvou lineárních akčních členů Spiralift ND6. Tato varianta je dále rozdělena dle zdvihu, na němž závisí výška ve sklopeném stavu. V emailové komunikaci se zástupcem firmy Gala Systems mi bylo doporučeno zvolit variantu ND6-2.75, aby nedošlo ke snížení minimální doporučené výšky vysunutí ve sklopeném stavu. Tato výška může být snížena pouze při snížené rychlosti zdvihu.

TECHNICKÉ SPECIFIKACE

Model	- ND6-2.75
Maximální statické/ dynamické zatížení	- 35,5/24,5 kN
Maximální zdvih	- 0,84 m
Jmenovitá rychlost až	- 0,116 m·s ⁻¹
Minimální zátěžná síla	- 1,57 kN
Účinnost systému	- 63 %
Zdvih za otáčku	- 32,8mm
Celkový převod	- 16.25
Minimální výška	- 290,5 mm
Váha	- 32 kg

3.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU DLE FIRMY GALA SYSTEMS

Maximální síla na lineární akční člen 5 vychází 17473 N pro jeden nůžkový mechanismus, viz Tab. 1. Pro výpočet celkového potřebného výkonu vynásobím tuto sílu dvakrát.

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

$$F_Z = 2 \cdot F_{Cy} = 2 \cdot 17473 = 34946 \text{ N} \quad (45)$$

POTŘEBNÝ VÝKON

$$P = \frac{F_Z \cdot v}{\eta \cdot 1000} = \frac{34946 \cdot 0,05}{0,63 \cdot 1000} = 2,77 \text{ kW} \quad (46)$$

$v = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ - volím s ohledem na možnosti akčního členu a elektromotoru.

POTŘEBNÝ MOMENT

$$M = \frac{F_z \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot i} = \frac{34946 \cdot 0,0328}{2 \cdot \pi \cdot 0,63 \cdot 16,25} = 17,82 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (47)$$

OTÁČKY HŘÍDELE

$$n = \frac{v \cdot i \cdot 60}{p_s} = \frac{0,07 \cdot 16,25 \cdot 60}{0,0328} = 1486,28 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (48)$$

3.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Elektromotor pro pohon lineárního akčního členu Spiralift je vybrán z katalogu firmy NORD Drivesystems dle předběžných výpočtů v předchozí kapitole.

PARAMETRY ELEKTROMOTORU

Dle katalogu firmy NORD Drivesystems [8]

Model	- 112M/4-2
Výkon elektromotoru	- 3,70 kW
Otáčky	- 1435 ot · min ⁻¹
Moment	- 24,62 N·m
Počet pólů	- 4

4 POHON TLAČNÝM ŘETĚZEM

Ze statického výpočtu je stanovena síla potřebná pro zdvih břemene. Síla působící na tlačný řetěz je největší u varianty III v horní poloze (bod C) viz Tab. 1. Po domluvě s vedoucím práce byl upřednostněn požadavek nosnosti a zvolena dvojice tlačných řetězů LinkLift 50R, který dle katalogu firmy Serapid [7] splňuje požadavek nosnosti, avšak maximální výška ve sklopeném stavu je omezena rozměry řetězové stanice na 300mm.

TECHNICKÉ SPECIFIKACE

Model	- LinkLift 50R
Maximální statické/ dynamické zatížení	- 70/30 kN
Maximální zdvih	- 1 m
Jmenovitá rychlost až	- 0,3 m·s ⁻¹
Účinnost systému	- 80 %
Rozteč řetězu	- 50 mm
Minimální výška	- 290,5 mm
Váha	- 33 kg

4.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU DLE FIRMY SERAPID

Maximální síla na lineární akční člen 5 vychází 17473 N pro jeden nůžkový mechanismus, viz Tab. 2. Tuto sílu uvažuji pro výpočet potřebného výkonu, jelikož je použito dvojice tlačných řetězů.

ZATÍŽENÍ OD VÁHY ŘETĚZU

Váha řetězu dle katalogu výrobce je 22 kg · m⁻¹

$$F_R = z \cdot m_R \cdot g = 0,7 \cdot 22 \cdot 9,81 = 151 \text{ N} \quad (49)$$

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

$$F_z = F_{Cy} + F_R = 17473 + 151 = 17624 \text{ N} \quad (50)$$

POTŘEBNÝ MOMENT

$$M = \frac{F_z \cdot p \cdot 10^{-3}}{\eta} = \frac{17624 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 1102 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (51)$$

OTÁČKY HŘÍDELE

$$n = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot p \cdot 10^{-3}} = \frac{0,09 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 50 \cdot 10^{-3}} = 17,10 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (52)$$

$v = 0,09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ - volím s ohledem na požadavek normy dle [2] a možnosti elektropřevodovky

POTŘEBNÝ VÝKON

$$P = M \cdot \omega = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1092 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 17,10}{60} = 1,97 \text{ kW} \quad (53)$$

4.2 VOLBA ELEKTROPŘEVODOVKY

Pro pohon řetězových stanic je vybrána dvojice kuželočelních elektropřevodovek od firmy NORD Drivesystems, dle předběžných návrhových výpočtů v předchozí kapitole

PARAMETRY PŘEVODOVKY

Dle katalogu firmy NORD Drivesystems [8]

Model	- SK9022,1-100L/4
Výkon převodovky	- 2,2 kW
Otáčky	- 17 ot · min ⁻¹
Moment	- 1236 N·m
Hmotnost	- 76 kg
Převodový poměr	- 84,17

5 TECHNICKÉ ZHODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT

V práci je proveden návrh dvou řešení plošinových zvedáků dle požadovaných parametrů s různými druhy mechanických pohonů a nůžkovým mechanismem.

U obou variant se podařilo uspořádat všechny prvky mechanismu i pohonu do prostoru pod ložnou plochou v dolní poloze, takže pohon nezasahuje do okolního prostoru a tím je umožněn přístup k plošině ze všech stran. Taktéž to přináší možnost použití krycího měchu pro zvýšení bezpečnosti a životnosti.

Z hlediska vlastností navržených variant vychází jako lehčí varianta plošinový zvedák s pohonem Spirallift, jelikož pro pohon tlačným řetězem je nutno použít těžké převodovky a těžší je také samotná řetězová jednotka. Rychlost zdvihu u obou plošinových zvedáků je volena stejná s ohledem na normu ČSN EN 1570-1+A1 kdy teoreticky maximální rychlost zdvihu pro dané zadání vychází 5,7 s. U daných plošin nebyla maximální rychlost zásadním kritériem, a proto jsou rychlosti navrženy tak aby mohl být elektromotor umístěn pod plošinou. Výsledná rychlost zdvihu pohonu jednotkou Spirallift vychází cca 15 s a tlačným řetězem cca 7,7s.

Z hlediska účinnosti je výhodnější pohon firmy Serapid jež udává účinnost 80% oproti nižší udávané účinnosti lineárního akčního členu Spirallift 63% zejména díky šnekovému převodu.

ZÁVĚR

V úvodu práce je zpracován přehled existujících řešení plošinových zvedáků, které se podařilo vyhledat. Jsou zde uvedeny základní kritéria a různé typy řešení plošinových zvedáků rozdělených dle druhu mechanismu zdvihu a pohonu.

Dále je zpracován návrh konstrukce zvedáku, dle zadaných parametrů, pro kterou je zvolen jednonůžkový mechanismus, pro svou spolehlivost a vhodnost pro dané zadání. Dále je proveden statický výpočet vazebných sil, kde je soustava řešena jako rovinná úloha. Tento výpočet byl aplikován na několik variant uložení. Nejprve byla snaha vložit pohon mezi ramena mechanismu a nahradit tak nejběžnější hydraulický pohon mechanickým, avšak nebyla nalezena vhodná alternativa především díky velkým rozměrům plošiny současně s malou výškou ve sklopeném stavu. Oba použité pohony tak působí přímo na plošinu ve vertikálním směru. Následně je proveden návrh průřezů jednotlivých členů mechanismu a provedena pevnostní kontrola čepů.

Jako první je navržen lineární akční člen Spiralift. V emailové komunikaci mi bylo doporučeno použít dvojici jednotek ND6-2,75 mechanicky spojených. Rychlost zdvihu je navržena tak aby bylo možné umístit motor pod plošinu.

Dalším pohonem je dvojice tlačných řetězů francouzské firmy Serapid. Po domluvě s vedoucím byl vybrán model LinkLift 50R, který svými rozměry omezuje výšku ve sklopeném stavu. Tento pohon byl vybrán s ohledem na možnosti zvoleného mechanismu zdvihu. Dále je zvolena elektropřevodovka firmy NORD Drivesystems.

Na závěr je sepsáno technické porovnání obou možností řešení pohonů, z kterého plyne, že jednotlivé druhy pohonů jsou vhodné pro danou specifikaci použití v závislosti na ceně, rozměrových požadavcích a rychlosti zdvihu.

Sestavné výkresy pro obě varianty jsou vypracované z 3D modelů v programu Autodesk Inventor Profesional a vloženy do příloh.

Tato práce dosáhla požadovaných cílů dle zadaných parametrů. Existuje mnoho druhů pohonů a konstrukcí zdvihu pro, které by bylo zajímavé zpracovat na dané zadání, avšak použité druhy byly vybrány s ohledem na možnosti této práce.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Engineering 360* [online]. USA: IEEE, 2016 [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: http://www.globalspec.com/learnmore/material_handling_packaging_equipment/material_handling_equipment/lift_tables
- [2] ČSN EN 1570-1+A1. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly – Část 1: Zdvihací stoly sloužící do úrovně dvou pevných nakládacích míst*. 1. vyd. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [3] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vyd. 7., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 9788073610517.
- [5] *Ferona* [online]. Praha: Ferona, 2017 [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/index.php>
- [6] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [7] *NORD Drivesystems* [online]. Praha: NORD Drivesystems, 2015 [cit. 2017-3-5]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
- [8] *Serapid* [online]. USA: Serapid, 2017 [cit. 2017-03-5]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/en>
- [9] *EnKon* [online]. USA: Ergo-Help, 2017 [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.enkon.pro/belt-drive-scissor-lift-tables.html>
- [10] *Nationwide Industrial Supply* [online]. USA: Nationwide Industrial Supply, 2016 [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://www.nationwideindustrialsupply.com/lift-table/>
- [11] *Disset Odiseo* [online]. Španělsko: Dissset Odiseo, 2007 [cit. 2017-03-8]. Dostupné z: <http://www.dissetodiseo.com/producto/mesa-elevadora-electrica-tandem/>

- [12] *J&F Group Co.* [online]. Čína: J&F Technology Co., 2017 [cit. 2017-02-7]. Dostupné z: <http://www.jftech.co/html/support/carlift1/for1/>
- [13] *Rotary Lift* [online]. USA: Rotary Lift, 2017 [cit. 2017-02-8]. Dostupné z: <http://www.rotarylif.com>
- [14] *Presto* [online]. USA: Presto, 2017 [cit. 2017-03-14]. Dostupné z: <http://prestolifts.com/products/post-lift-tables/mechanical-hand-crank>
- [15] *Paco Spiralift* [online]. Kanada: Paco Spiralift Inc., 2017 [cit. 2017-02-18]. Dostupné z: <http://www.pacospiralift.com/i-lock-en.html>
- [16] *GROB GmbH Antriebstechnik* [online]. Německo: GROB GmbH Antriebstechnik, 2017 [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <https://www.grob-antriebstechnik.de/de/news/artikel/platzwunder-schubkette-ideal-fuer-den-hubtisch.html>
- [17] *Space* [online]. Itálie: Space S.R.L., 2017 [cit. 2017-02-12]. Dostupné z: https://www.spacetest.com/wp-content/uploads/2014/12/SPACE_SDI_Inground-piston-lifts_04.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

i	[-]	počet stupňů volnosti soustavy
F_{Emax}	[N]	Maximální síla na čep E
F_{Fmax}	[N]	Maximální síla na čep F
F_{Fy}	[N]	Síla v podpoře F ve směru osy y
F_{Hmax}	[N]	Maximální síla na čep H
F_{Hy}	[N]	Síla v podpoře H ve směru osy y
F_{Jy}	[N]	Síla v podpoře J ve směru osy y
F_{Amax}	[N]	Maximální síla na čep A
F_{Ax}	[N]	Síla v podpoře A ve směru osy x
F_{Ay}	[N]	Síla v podpoře A ve směru osy y
F_{Bn}	[N]	Síla v podpoře B ve směru osy y
F_{Bt}	[N]	Síla v podpoře B ve směru osy x
F_C	[N]	Celková zátěžná síla
F_{Cx}	[N]	Síla v podpoře C ve směru osy x
F_{Cy}	[N]	Síla v podpoře C ve směru osy y
F_{Dmax}	[N]	Maximální síla na čep D
F_{Dx}	[N]	Síla v podpoře D ve směru osy x
F_{Dy}	[N]	Síla v podpoře D ve směru osy y
F_{Ex}	[N]	Síla v podpoře E ve směru osy x
F_{Ey}	[N]	Síla v podpoře E ve směru osy y
F_{Fx}	[N]	Síla v podpoře F ve směru osy x
F_{Hx}	[N]	Síla v podpoře H ve směru osy x
F_{It}	[N]	Síla v podpoře I ve směru osy y
F_{In}	[N]	Síla v podpoře I ve směru osy x
F_{Jx}	[N]	Síla v podpoře J ve směru osy x
F_Z	[N]	Celková zátěžná síla působící na lineární akční člen 5
M_{oD}	[Nmm ²]	Ohybový moment působící na čepu D
M_{oH}	[Nmm ²]	Ohybový moment působící na čepu H
R_6	[m]	Poloměr horní kladky
R_7	[m]	Poloměr dolní kladky
R_e	[MPa]	Minimální mez kluzu

R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
S_H	[mm ²]	Plocha průřezu čepu H
S_D	[mm ²]	Plocha průřezu čepu D
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
a_D	[m]	Délka na čepu D
d_D	[m]	Průměr čepu D
i_v	[-]	počet stupňů volnosti tělesa v rovině
l_{21}	[m]	Délka na členu 2
l_{22}	[m]	Délka na členu 2
l_{23}	[m]	Délka na členu 2
l_{31}	[m]	Délka na členu 3
l_{32}	[m]	Délka na členu 3
l_{33}	[m]	Délka na členu 3
l_{41}	[m]	Délka na členu 4
l_{42}	[m]	Délka na členu 4
l_5	[m]	Délka na členu 5
m_b	[kg]	Hmotnost břemene
m_p	[kg]	Přídavná hmotnost
p_D	[MPa]	Stykový tlak na čep D
p_H	[MPa]	Stykový tlak na čep H
p_{dov}	[MPa]	Dovolený stykový tlak
p_s	[mm]	Zdvih sloupce Spiralift za otáčku
t_3	[m]	Tloušťka stěny profilu členu 3
t_4	[mm]	Tloušťka stěny profilu členu 4
μ_F	[-]	Počet neznámých sil
μ_M	[-]	Počet neznámých momentů
μ_R	[-]	Počet neznámých délkových rozměrů
ν_M	[-]	Počet použitelných momentových podmínek statické rovnováhy
ν_F	[-]	Počet použitelných silových podmínek statické rovnováhy
σ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí
σ_{oD}	[MPa]	Napětí v ohybu na čepu ve vazbě D
σ_{oH}	[MPa]	Napětí v ohybu na čepu ve vazbě H
τ_H	[MPa]	Smykové napětí na čepu H

τ_D	[MPa]	Smykové napětí na čepu D
τ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
d	[mm]	Průměr čepů ve vazbách A, E, F, H
E	[MPa]	Modul pružnosti
η	[-]	Účinnost
F	[N]	Síla působící na jeden nůžkový mechanismus
M	[N · m]	Potřebný moment pro zdvih
P	[kW]	Potřebný výkon pro zdvih
a	[mm]	Šířka kladky
a	[mm]	Šířka ukotvení
g	[m · s ⁻²]	Gravitační zrychlení
i	[-]	Převodový poměr
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
l	[mm]	Šířka profilu ramen nůžkového mechanismu
n	[-]	počet členů soustavy
n	[ot · min ⁻¹]	Otáčky vstupní hřídele
p	[mm]	Rozteč řetězu
v	[m · s ⁻¹]	Rychlost zdvihu
α	[°]	Úhel sklonu ramena nůžkového mechanismu
η	[-]	počet předpokládaných deformačních parametrů
μ	[-]	Celkový počet neznámých
ν	[-]	Celkový počet použitelných podmínek statické rovnováhy
ξ	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbou
ξ	[m]	Rameno valivého odporu
ω	[rad · s ⁻¹]	Úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA I:

Výkresy sestav

Plošinový zvedák s pohonem Spiralift 1-SSZ-0000-1

Plošinový zvedák s pohonem tlačným řetězem 1-SSZ-0000-2

Seznamy položek

1-SSZ-0000-1/SP-1/2

1-SSZ-0000-1/SP-2/2

1-SSZ-0000-2/SP-1/2

1-SSZ-0000-2/SP-2/2